# 多孔介质微燃烧器内的火焰驻定机理研究\*

李 妹1,李 君1,卢占斌2

(1. 天津大学 机械工程学院, 天津 300072;2. 上海大学 应用数学和力学研究所, 上海 200072)

摘 要:为解释毫米尺度多孔介质燃烧器中火焰可在一个当量比范围内驻定的物理现象,搭建了二 维非稳态数学物理模型,利用数值计算方法定性研究了氢气/空气预混气在部分填充不锈钢网的微通道 内的火焰传播特性。通过分析浸没火焰及表面火焰的温度分布特点并量化燃烧室内的预热和散热发现: 火焰驻定在多孔介质内的不同位置时对应的传热特性存在差异,是控制火焰传播速度在一定当量比范围 内保持恒定的关键因素,而预热及散热的相对大小可作为衡量传热对火焰宏观影响的重要参数。对火焰 的总预热与总散热之比R越临近多孔介质入口边界,变化越剧烈,导致浸没火焰易驻定在多孔介质的中 上游区域;多孔介质对火焰的预热虽在多孔介质出口边界外减小,但与多孔介质散热之比R<sub>p</sub>呈上升趋 势,使得低流速工况下易形成表面火焰。同时,R随当量比的变化规律导致多孔介质下游火焰的稳定性 相对较弱。

关键词: 微尺度燃烧; 多孔介质; 回热; 驻定火焰; 传热特性 中图分类号: TK16 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 08-210176-09 DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 210176

# Flame Stabilization Mechanism in Porous Micro-Combustors

 $LI Shu^1$ ,  $LI Jun^1$ ,  $LU Zhan-bin^2$ 

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China;2. Institute of Applied Mathematics and Mechanics, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

Abstract: In order to investigate the mechanism that the stationary flame can be achieved over a range of equivalence ratios in porous micro-combustors, a two-dimensional unsteady physical model was established. The hydrogen/air premixed combustion in micro-channels partially filled with stainless steel mesh was qualitatively studied by using numerical approaches. By analyzing the temperature distribution characteristics of the sub-merged flame and the surface flame, as well as quantifying the preheating and heat loss in micro-combustors, it is found that the heat transfer characteristics varying with the flame positions in porous medium is the key factor to control the flame propagation velocity to keep constant within an equivalence ratio range. Furthermore, the relative magnitude of preheating and heat loss can be used as an important parameter to characterize the effect of heat transfer on flame. The ratio(R) of total preheating and total heat loss changes more dramatically as it gets closer to the porous medium inlet boundary, resulting in that the submerged flame is easy to be stabilized at the middle upper region of porous medium. Although the preheating of porous medium decreases near the outlet boundary of po-

<sup>\*</sup> 收稿日期: 2021-03-23;修订日期: 2021-06-22。

**基金项目**:国家自然科学基金(51776136)。

作者简介: 李 姝, 硕士生, 研究领域为微尺度燃烧。

通讯作者: 李 君, 博士, 副教授, 研究领域为微尺度燃烧。

**引用格式:** 李 姝, 李 君, 卢占斌. 多孔介质微燃烧器内的火焰驻定机理研究[J]. 推进技术, 2022, 43(8):210176. (LI Shu, LI Jun, LU Zhan-bin. Flame Stabilization Mechanism in Porous Micro-Combustors [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(8):210176.)

rous medium, the ratio  $(R_p)$  of the preheating to heat loss of porous medium increases rapidly, which makes surface flame easy to be stabilized under low flow rate conditions. At the same time, the responses of R to equivalence ratios leads to the flame stabilization more feeble when the flame is stabilized at downstream of porous medium.

Key words: Microscale combustion; Porous medium; Heat recirculation; Stationary flame; Heat transfer characteristic

# 1 引 言

微尺度燃烧伴随着 MEMS(微机电系统)技术的 发展被提出,具备能量密度高、体积小、轻便、清洁等 特点<sup>[1]</sup>,同时还可以满足火箭或卫星助推系统对微小 型高性能动力源及电源的需求。然而微尺度燃烧器 由于其通道尺寸过小,存在燃料驻留时间短、散热损 失相对增大、易发生壁面淬熄等问题,火焰稳定性大 大下降。在燃烧器内填充多孔介质可以通过增强回 热来提升火焰传播速度,进而增强燃烧稳定性<sup>[2]</sup>。

当预混气体的来流速度与火焰传播速度达到平衡时可形成驻定火焰,有利于实现燃烧器功率的稳定输出。在常规尺度的燃烧器中,单层填充多孔介质很难使火焰保持驻定。Kakutkina等<sup>[3]</sup>实验研究了燃料在全填充SiC小球微燃烧器中的燃烧特性,发现给定流速时仅在唯一当量比下出现了火焰面驻定现象。Kennedy等<sup>[4]</sup>通过实验和一维数学模型分析表明,甲烷在填充Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>小球的石英管中火焰驻定一般仅对应两个当量比,一种为贫燃状态,一种为富燃状态。

然而,Yang等<sup>[5]</sup>、Fursenko等<sup>[6]</sup>发现甲烷/空气预 混火焰在全填充陶瓷纤维的毫米级圆管通道内,存 在一个当量比范围使火焰驻定,而不再仅限于唯一 值。向赢等<sup>[7]</sup>针对该实验中的物理现象展开了CFD 数值模拟研究,发现填充低导热性能及高孔隙率的 多孔介质可以通过减少火焰向下游散失的热量来增 强火焰稳定性。Wang等<sup>[8]</sup>设计了一种将多孔介质填 充于通道前半段的微平板式燃烧器,确定了不同当 量比下形成表面火焰的流速范围,得出较高的壁面 导热率有利于提升驻定火焰流速上限的结论。Li 等<sup>[9]</sup>在实验中发现部分填充不锈钢网的微平板燃烧 器内氢气/空气预混火焰可在较宽的流速-当量比工 况范围内驻定,且火焰驻定范围随着平板间距的缩 小逐渐拓宽。

综上所述,微小尺度的多孔介质燃烧器内可以 出现比常规尺度燃烧器更大的火焰驻定范围,但目 前关于多孔介质微燃烧器内的火焰驻定机理尚不明 确。本文以Li等<sup>[9]</sup>搭建的实验平台作为物理原型,模 拟计算不同工况下氢气/空气预混气的燃烧过程,通 过分析温度分布特征及传热特性对火焰传播速度的 影响,定性阐述火焰驻定机理。

#### 2 物理模型与控制方程

#### 2.1 物理模型

考虑到实验中微平板燃烧器的截面长宽比达到 10:1,本文搭建了如图1所示的部分填充多孔介质的 二维物理模型。建立原点位于多孔介质入口边界中 心的直角坐标系,原点距通道入口8mm。通道高度 Η、燃烧器壁面厚度δ、分别为1mm,0.5mm,多孔介质 宽度、燃烧器总长度分别为5mm,20mm。平板燃烧 器腔体及多孔介质固相均采用不锈钢361L材质对应 的物性参数。



Fig. 1 Physical model

化学反应采用氢气燃烧的单步不可逆反应模型:1H<sub>2</sub>+sO<sub>2</sub>→→(1+s)H<sub>2</sub>O+Q,意味着每单位质量的 氢气完全燃烧都要消耗s倍质量的氧气并放出大小 为Q的热量。

本文希望定性地从理论上分析火焰驻定机理, 而不是研究实际中存在的所有因素对火焰的综合影 响。为避免其它因素引起的不必要的复杂性,对物 理模型做出以下假设:

(1)假设模型中所涉及的所有物性参数均为不 随温度变化的常数<sup>[10-12]</sup>;

(2)通道入口处壁面与法兰盘相接,将其假设为

绝热边界,其他外壁面均存在环境热损失;

(3)混合气体为理想气体,在进入燃烧器时完全 混合均匀,气体在通道内的流动速度控制在0~16m/s 内,经计算可视为层流,流场是完全发展的泊肃 叶流<sup>[11-12]</sup>;

(4)假设孔隙率足够大,足以忽略气体在流经多 孔介质时的压降和动量损失;

(5)忽略气体质量力、表面张力和粘滞力。

2.2 控制方程

综合上述假设,分别列出物理模型的气相能量 方程、多孔介质固相能量方程、氢气组分输运方程、 氧气组分输运方程、壁面能量方程:

$$\varepsilon \rho_{g} c_{g} \frac{\partial T_{g}}{\partial t} + u(y) \rho_{g} c_{g} \frac{\partial T_{g}}{\partial x} = \varepsilon \lambda_{g} \nabla^{2} T_{g} + h_{v} (T_{s} - T_{g}) + \\ \varepsilon Q \omega (1 - \varepsilon) \rho_{s} c_{s} \frac{\partial T_{s}}{\partial t} = (1 - \varepsilon) \lambda_{s} \nabla^{2} T_{s} + h_{v} (T_{g} - T_{s}) \\ \rho_{g} \frac{\partial Y}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} \rho_{g} u(y) \frac{\partial Y}{\partial x} = \rho_{g} D_{H} \nabla^{2} Y - \omega$$
(1)  
$$\rho_{g} \frac{\partial X}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} \rho_{g} u(y) \frac{\partial X}{\partial x} = \rho_{g} D_{0} \nabla^{2} X - s \omega \\ \rho_{w} c_{w} \frac{\partial T_{w}}{\partial t} = \lambda_{w} \nabla^{2} T_{w}$$

式中 $X, Y, T_g, T_s, T_s$ 分别代表氧气质量分数、氢气质量 分数、气相温度、多孔介质固相温度和壁面温度;t代 表时间,x, y为位置坐标; $D_{\rm H}$ 和 $D_0$ 分别为氢气和氧气 的质量扩散系数; $c_g, c_s, \rho_g, \rho_s, \lambda_g, \lambda_s$ 分别为气相和固相 的比热容、密度和导热系数;u(y)为气流速度,各节点 速度均指向x方向,大小为 $u(y)=u_{\rm max}[1-(y/d)^2], d=H/2,$ 即通道高度的一半, $u_{\rm max}$ 为中心线上的流速。

参照实验条件,将不锈钢细网视为均匀多孔介质,丝径 d<sub>x</sub>为 0.229mm。多孔介质孔隙率等于多孔介质内气相体积与固相体积之比,根据实验取值为 ε= 0.88,无多孔介质区域内,ε=1。为体现温度场及流场对多孔介质气固两相间对流换热的影响,在参考相关文献[13-15]的基础上,对 Nu 数经验表达式进行修正,得到体积对流换热系数 h<sub>x</sub>及 Nu 数的表达式为

$$h_{v} = \frac{2(1-\varepsilon)Nu\lambda_{g}}{{d_{s}}^{2}}$$
(2)

$$Nu = \left[1 + \frac{4(1-\varepsilon)}{\varepsilon}\right] + \frac{1}{2} (1-\varepsilon)^{0.5} \left(\frac{\varepsilon \rho_{\rm g} d_{\rm s}}{\mu} \frac{u(y) T_{\rm g}}{T_{\rm f}}\right)^{0.6} Pr^{\frac{1}{3}}$$
(3)

式中µ为动力粘性系数,T<sub>f</sub>为环境温度。对于大多数 气体及其混合物,Pr≈0.7。

反应速率ω,表达式为

$$\omega = BXY \exp\left\{-\frac{E}{RT}\right\}$$
(4)

式中*B*,*E*,*R*分别代表指前因子、活化能和通用气体 常数,数值大小均参考文献[16]求得。

#### 2.3 无量纲化及边界条件

引入以下特征尺度和无量纲参数,其中L<sub>0</sub>,t<sub>0</sub>,Y<sub>0</sub>, X<sub>0</sub>,T<sub>0</sub>,v<sub>0</sub>分别是长度、时间、氢气质量分数、氧气质量 分数、温度、速度的特征尺度。

$$\begin{cases} L_{0} = \frac{D_{T}}{v_{0}} = \frac{\lambda_{g}}{\rho_{g}c_{g}v_{0}}, t_{0} = \frac{D_{T}}{v_{0}^{2}} = \frac{\lambda_{g}}{\rho_{g}c_{g}v_{0}^{2}} \\ Y_{0} = X_{st}/s, X_{0} = X_{st}, T_{0} = T_{st} - T_{f} \\ v_{0} = \left[\frac{4BD_{T}Le_{H}Le_{0}X_{st}}{\rho_{g}\beta^{3}}\right]^{\frac{1}{2}} \exp\left\{-\frac{E}{RT_{st}}\right\} \end{cases}$$
(5)

式中 $v_0$ 为绝热条件下化学当量燃烧时自由火焰传播 速度渐近解的首项; $D_T$ 为热扩散系数; $Le_{\rm H}$ 和 $Le_0$ 分别 为氢气和氧气的Lewis数; $T_{\rm st}$ 为化学当量燃烧时对应 的绝热火焰温度, $T_{\rm st}=T_{\rm f}+QY_{\rm st}/c_{\rm g}$ ; $X_{\rm st}$ 为化学当量对应的 氧气质量分数。

采用以上特征尺度进行无量纲化,得到无量纲 控制方程组。为区分有量纲参数,在表征同一物理 量的无量纲参数上方标注"-"符号。

$$\varepsilon \frac{\partial T_{g}}{\partial \overline{t}} + \overline{u} \left( y \right) \frac{\partial T_{g}}{\partial \overline{x}} = \varepsilon \overline{\nabla}^{2} \overline{T}_{g} + \varepsilon \overline{\omega} + h_{v} (\overline{T}_{s} - \overline{T}_{g})$$

$$(1 - \varepsilon) \mu \frac{\partial \overline{T}_{s}}{\partial \overline{t}} = (1 - \varepsilon) r_{\lambda} \overline{\nabla}^{2} \overline{T}_{s} + \overline{h}_{v} (\overline{T}_{g} - \overline{T}_{s})$$

$$\frac{\partial \overline{Y}}{\partial \overline{t}} + \frac{\overline{u}(\overline{y})}{\varepsilon} \frac{\partial \overline{Y}}{\partial \overline{x}} = \frac{1}{Le_{H}} \overline{\nabla}^{2} \overline{Y} - \overline{\omega}$$

$$\frac{\partial \overline{X}}{\partial \overline{t}} + \frac{\overline{u}(\overline{y})}{\varepsilon} \frac{\partial \overline{X}}{\partial \overline{x}} = \frac{1}{Le_{0}} \overline{\nabla}^{2} \overline{X} - \overline{\omega}$$

$$\frac{\partial \overline{T}_{w}}{\partial \overline{t}} = r_{\lambda} \overline{\nabla}^{2} \overline{T}_{w}$$

$$(6)$$

无量纲反应速率为

$$\bar{\omega} = \frac{\beta^3}{4Le_{\rm H}Le_{\rm o}} \bar{X}\bar{Y}\exp\left\{-\frac{\beta\left(1-\bar{T}_{\rm g}\right)}{1-\alpha\left(1-\bar{T}_{\rm g}\right)}\right\}$$
(7)

气相温度的无量纲形式为 $\bar{T}_{g} = (T_{g} - T_{f})/(T_{st} - T_{f})$ (其它温度参数的无量纲转化皆与此相似)。转化 过程中引进以下无量纲参数

$$\alpha = \frac{T_{\rm st} - T_{\rm f}}{T_{\rm st}}, \beta = \frac{\alpha E}{RT_{\rm st}}, \mu = \frac{\rho_{\rm s} c_{\rm s}}{\rho_{\rm g} c_{\rm g}}, r_{\lambda} = \frac{\lambda_{\rm s}}{\lambda_{\rm g}} \qquad (8)$$

式中 $\alpha$ 为放热参数, $\beta$ 为Zeldovich数。

通道入口边界气体的参数均设定为定常的来流 初始值。氢气的无量纲质量分数等于当量比*Φ*,忽略 氧气质量分数随氢气/空气混合比的变化。通道出口 处气相的参数趋于平均:

$$\bar{x} \to -\infty: \ \bar{T}_{g} \to 0, \ r_{\lambda} \frac{\partial \bar{T}_{w}}{\partial \bar{x}} = 0,$$
$$\bar{Y} \to \Phi, \bar{X} \to 1,$$
$$\bar{x} \to +\infty: \ \frac{\partial \bar{T}_{g}}{\partial \bar{x}} \to 0, \ r_{\lambda} \frac{\partial \bar{T}_{w}}{\partial \bar{x}} = hT_{w}$$
$$\frac{\partial \bar{Y}}{\partial \bar{x}} \to 0, \frac{\partial \bar{X}}{\partial \bar{x}} \to 0$$

式中h为拟合后的无量纲热损失系数。

考虑到模型的对称性,仅对燃烧器的上半部分 进行计算。中心线、燃烧器内壁面、外壁面边界条 件为

$$\bar{y} = 0: \frac{\partial T_{g}}{\partial \bar{y}} = 0, \frac{\partial T_{s}}{\partial \bar{y}} = 0, \frac{\partial Y}{\partial \bar{y}} = 0, \frac{\partial X}{\partial \bar{y}} = 0$$
$$\bar{y} = \bar{d}: r_{\lambda} \frac{\partial \bar{T}_{w}}{\partial \bar{y}} = \varepsilon \frac{\partial \bar{T}_{g}}{\partial \bar{y}} + (1 - \varepsilon)r_{\lambda} \frac{\partial \bar{T}_{s}}{\partial \bar{y}}$$
$$\frac{\partial \bar{X}}{\partial \bar{y}} = 0, \frac{\partial \bar{Y}}{\partial \bar{y}} = 0$$
$$\bar{y} = \bar{d} + \bar{\delta}_{w}: r_{\lambda} \frac{\partial \bar{T}_{w}}{\partial \bar{y}} = h\bar{T}_{w}$$

(10)

(9)

多孔介质填充层跃变处边界条件根据热流密度 守恒和组分质量守恒设定, x<sub>in</sub>和 x<sub>out</sub>分别为多孔介质 入口边界和出口边界的横坐标,符号"[[·]]"代表某参 数在跃变界面两侧的差值。h<sub>0</sub>为气固相在进出口界 面上的无量纲对流换热系数。多孔介质入口界面处 的边界条件如下式所示,出口边界与入口类似。

$$\bar{x} = \bar{x}_{in} : \left[ \left[ \bar{T}_{g} \right] \right] = \left[ \left[ \bar{X} \right] \right] = \left[ \left[ \bar{Y} \right] \right],$$

$$\frac{\partial \bar{T}_{g}}{\partial \bar{x}} \bigg|_{\bar{x}_{in}^{-}} = \varepsilon \frac{\partial \bar{T}_{g}}{\partial \bar{x}} \bigg|_{\bar{x}_{in}^{+}} + (1 - \varepsilon) h_{0} (\bar{T}_{s} - \bar{T}_{g}) \bigg|_{\bar{x}_{in}},$$

$$-(1 - \varepsilon) r_{\lambda} \frac{\partial \bar{T}_{s}}{\partial \bar{x}} \bigg|_{\bar{x}_{in}^{+}} = (1 - \varepsilon) h_{0} (\bar{T}_{s} - \bar{T}_{g}) \bigg|_{\bar{x}_{in}},$$

$$\frac{\partial \bar{X}}{\partial \bar{x}} \bigg|_{\bar{x}_{in}^{-}} = \varepsilon \frac{\partial \bar{X}}{\partial \bar{x}} \bigg|_{\bar{x}_{in}^{+}}, \frac{\partial \bar{Y}}{\partial \bar{x}} \bigg|_{\bar{x}_{in}^{-}} = \varepsilon \frac{\partial \bar{Y}}{\partial \bar{x}} \bigg|_{\bar{x}_{in}^{+}}.$$

$$(11)$$

本文通过有限差分法求解由无量纲方程组(6) 及所有边界条件共同构成的数学问题,使用 CPU 主 频为2.3GHz,RAM为64G的工作站进行编程计算,编 程语言为Fortran77语言。无量纲方程组中的各阶偏 导数均采用四阶中心差分格式离散。对多孔介质区 域的网格进行局部加密,网格总数量为32000,时间 步长为5×10<sup>-9</sup>s,网格数量和时间步长均通过了计算 结果的无关性验证。本文主要将当量比和 ū<sub>max</sub>作 为主要控制变量展开数值计算,考察不同工况下的 火焰传播特性。计算中基本物理参数取值列于表1 和表2。

Table 1	Physical	parameters	of	combustor
---------	----------	------------	----	-----------

Parameter	Value
$ ho_{ m s}= ho_{ m w}$	$7.8 \times 10^3 \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$c_{\rm s} = c_{\rm w}$	$0.5 \mathrm{kJ} \cdot (\mathrm{kg} \cdot \mathrm{K})^{-1}$
$\lambda_{s} = \lambda_{w}$	$1.5 \times 10^{-2} \mathrm{kW} \cdot (\mathrm{m} \cdot \mathrm{K})^{-1}$

 Table 2
 Physical parameters of gas

Value			
1.29			
1.2			
3×10 <sup>-5</sup>			
300			
$5.2 \times 10^{10}$			
$1.8 \times 10^{4}$			
$1.2 \times 10^{5}$			
0.24			
0.3			
1			
0.02			
0.3			
8			
	Value $1.29$ $1.2$ $3 \times 10^{-5}$ $300$ $5.2 \times 10^{10}$ $1.8 \times 10^4$ $1.2 \times 10^5$ $0.24$ $0.3$ $1$ $0.02$ $0.3$ $8$		

# 3 结果及分析

#### 3.1 驻定火焰范围及位置分布

本文分别模拟计算了六种不同流速条件下的预 混燃烧过程,并确定了各流速驻定火焰的当量比范 围,令 $\phi_{\mu}$ 表示当量比范围的最大值, $\phi_{\mu}$ 表示最小值。 另外,需要说明的是,与实验情况类似,文中 $\Phi_{II}$ 及 $\Phi_{II}$ 的值均是在贫燃条件下求得的。当量比大于 $\Phi_{\rm H}$ 时, 火焰会向上游传播并突破多孔介质入口边界,当量 比小于 $\phi_1$ 时,火焰会向下游传播突破多孔介质出口 边界或直接熄火。根据图2中形成驻定火焰时对应 的当量比分布趋势,可以看到数值模拟结果的 $\Phi_{u}$ 和  $\Phi_{\rm I}$  随流速增大呈"U"形分布趋势,且各 $\bar{u}_{\rm max}$ 取值下均 对应非单一的当量比取值,该变化规律与实验结果 具备较明显的一致性,说明本文模型捕捉到了多孔 介质微燃烧器内火焰稳燃范围的重要特征。当火焰 面驻定在某一位置时,当地气流速度与火焰传播速 度达到平衡, ū, u, u 可以表征中心线上火焰传播速度 的大小。根据本文选择的速度特征尺度v。可知,多孔 介质内的火焰传播速度已达到自由火焰的数倍。

在层流预混燃烧中,火焰前锋上发生着剧烈的



stationary flame

化学反应,可根据反应速率最大值对应的坐标确定 火焰前锋的位置。实验中很难直接测得通道内部火 焰的具体参数,但由于燃烧器尺寸较小,导热能力 强,火焰前锋反应区释放的热量被快速传递至燃烧 器外壁面,进而可根据燃烧器外壁面温度峰值位置 间接判断火焰的大概位置。实验<sup>[9]</sup>得到的火焰位置 随工况的变化规律如图3(a)所示。本文直接进行数 值模拟得到燃烧器内部的反应速率分布,将反应速 率最大值对应的x坐标定义为火焰位置。图3(b)展 示了 $\bar{u}_{max}=2$ , $\bar{u}_{max}=4$ , $\bar{u}_{max}=6$ 三种流速工况下的火焰位 置分布随流速条件及当量比的变化趋势。将数值模 拟结果与实验结果进行定性比较发现,即便实验测 量过程中可能存在一定的误差,也可以明显地观察 到,实验及本文物理模型中的火焰均呈现易驻定在 多孔介质中上游区域的特点。此外,实验中在当量 比Ф=0.4~0.48的范围内,火焰驻定位置分布随流速 的减小呈现先向上游移动再向下游移动的趋势,数 值计算结果中于 $\Phi=0.58\sim0.65$ 的范围内同样出现该 规律。

同时,本文模型还捕捉到通道内部存在两种形 式的火焰,一种是燃烧反应发生在多孔介质内部的



Fig. 3 Comparison on flame positions distribution between simulation and experimental results

浸没火焰;另一种是燃烧反应集中在多孔介质出口 边界外的表面火焰,这种火焰更易在低流速工况下 出现。

## 3.2 驻定火焰及其温度分布特点

根据图3可知,浸没火焰是氢气实现稳定燃烧的 主要呈现形式。火焰区的相当一部分热量直接或间 接地被输送给多孔介质及壁面,一方面高导热性能 的多孔介质固体骨架及固体壁面通过轴向导热将热 量自反应区传递给上游未燃气体,具备增强火焰传 播速度的趋势;另一方面壁面吸热后温度升高,环境 热损失的增大会导致火焰对外散失的热量增加,存 在削弱火焰传播速度的趋势。因此,火焰传播速度 不再是仅由燃料本身属性及当量比控制的变量,还 会因燃烧器内的热量循环呈现更加复杂的规律。图 4(a),4(b)展示了 ū<sub>max</sub>=5时,四种当量比工况下中心 线上的气体温度分布及外壁面温度分布,发现在贫 燃条件下,随着当量比的增大,火焰位置越靠近多孔 介质上游,反应放热量更多,气体温度峰值及外壁面 温度峰值更大,同时外壁面高温区域更大,导致环境 热损失也更多。

图 4(c),4(d)展示了浸没火焰及表面火焰的气体温度分布云图。结合图 4(a)不难看出,当量比减小至 0.51 形成表面火焰时,气体温度峰值位于多孔介质外侧,火焰根部紧贴多孔介质出口边界。与浸没火焰相比,表面火焰高温区域面积更大,自温度达到峰值后沿轴向下降趋势更平缓。这是因为此时火焰区域向多孔介质传递的热量大大减少,进而导致火焰温度及外壁面温度略高于 Φ=0.53 工况下的浸没

火焰。可以推测:当量比减小后形成表面火焰时,燃烧器内换热情况发生了变化,导致火焰被吹出多孔介质时,火焰传播速度反而呈现增大的趋势。



equivalence ratios

采用比值  $T_r=T_{max}/T_{b,\phi}$ (火焰温度最大值与该工况 对应的绝热火焰温度之比)表征多孔介质燃烧的"超 绝热程度"<sup>[16]</sup>。图 5 以  $\bar{u}_{max}=5$  为例,展示了不同当量 比驻定火焰的气体温度峰值  $T_{max}$ 及  $T_r$ 值分布。发现 当 $\Phi$ <0.66 时, $T_r$ 值均大于 1,意味着微燃烧器内部可 以形成超绝热火焰。 $\Phi$ 越小,火焰位置越靠近下游,  $T_r$ 值越大,意味着火焰受到的预热效果越显著,这与 火焰前预热长度的增大有关。相反, $\Phi$ 增大时,火焰 本应向上游传播,但移动至新的火焰位置时,外壁面 热损失增大,预热区长度减小,*T*,值减小,抑制火焰传 播速度随当量比的增大而增大,最终令火焰重新驻 定于新的位置。浸没火焰的*T*<sub>max</sub>随当量比减小下降 速度逐渐缓慢,形成表面火焰时快速增大,也从侧面 反映了越靠近吹熄极限的火焰得到的预热效果越明 显。以上说明燃烧温度受到当量比及火焰位置变化 的综合影响。



Fig. 5  $T_{\text{max}}$  and  $T_{\text{r}}$  distribution under different equivalence ratios ( $\Phi_{\text{L}} \le \Phi \le \Phi_{\text{H}}, \bar{u}_{\text{max}} = 5$ )

为进一步分析形成浸没火焰及表面火焰时燃烧 器内部的换热情况,图6分别对比了 ū<sub>ma</sub>=3 时两种形 态火焰下沿中心线的气相温度、固相温度及外壁面 温度分布。当Ф=0.53时形成表面火焰,观察到在火 焰根部的小部分区域内, $\bar{T}_{s} > \bar{T}_{s} > \bar{T}_{w}$ ,此时反应区仅 有少部分热量通过对流换热传递给多孔介质固体骨 架,但在更靠近上游的多孔介质大部分区域内 T<sub>a</sub> <  $\bar{T}_{s} < \bar{T}_{w}$ ,这意味着虽然火焰主反应区脱离了多孔介 质,但此时多孔介质固相仍然对未燃气体起到预热 的作用,并且由壁面向多孔介质固相传递的热量是 维持其温度的主要热量来源。但通过这种形式对火 焰产生的预热效果相对来说比较有限,因此高流速 工况下很难维持表面火焰。当**Φ=0.58**时形成浸没火 焰,与表面火焰相比,此时固相温度 Ī,更高,沿轴向 温度梯度更大,意味着向上游的导热量更大,此时支 持多孔介质固体骨架预热未燃气的热量更多地来自 下游的燃烧放热。总的来说,在微燃烧器内壁面与 多孔介质都会通过参与燃烧器的热循环,影响火焰 传播速度的变化,只是不同位置火焰的传热特性存 在差别。

# 3.3 驻定火焰传热特性

根据以上结果可知,当量比发生变化后,微尺度 燃烧器内的火焰面随之移动,火焰传热特性沿轴向



Fig. 6 Temperature distribution characteristics of surface flame and submerged flame

也会发生明显变化。为更好地量化比较壁面及多孔 介质与气体之间的换热大小,参考文献[8,17],以气 体作为控制体计算换热量,采用以下四个无量纲参 数来表征燃烧器内部的热交换情况,并进行计算 比较:

(1)多孔介质预热率

η<sub>p-pe</sub> = <u>多孔介质预热区固相向气相传递的热量</u> 总产热量

(2)多孔介质散热率

 $\eta_{p-loss} = \frac{多孔介质散热区气相向固相传递的热量}
总产热量$ 

(3)壁面预热率

$$\eta_{w-pre} = \frac{壁面预热区壁面向气体传递的热量}$$
总产热量

(4)壁面散热率

 $\eta_{w-loss} = \frac{壁面散热区气体向壁面传递的热量}$ 总产热量

其中,多孔介质预热区及多孔介质散热区参考 文献[17]定义;壁面预热区根据文献[18]定义;最后 以壁面预热区的终点作为起点,以多孔介质散热区 的下边界与壁面交点作为终点,定义壁面散热区。

图 7 以 *ū*<sub>max</sub>=5 为例,比较了上述四个无量纲参数 在多孔介质区域内沿轴向的变化规律。发现多孔介

质预热率 η ----- 数值最大且变化更剧烈。对于浸没火 焰来说,火焰位置越靠近下游,当量比越小,总产热 量更小,同时预热区域沿轴向延长,多孔介质对未燃 气体预热量越大,η。-----随之增大。但越靠近下游增长 得越缓慢,直至形成表面火焰,η。----减小,造成该现象 的主要原因是多孔介质对气体预热量明显减小。多 孔介质预热率η<sub>-los</sub>数值变化相对更加平缓,随着当 量比的减小火焰位置向下游移动的过程中,燃烧温 度逐渐下降,气-固之间的温度差也会下降,气-固相 间的换热量减小,同时总产热量减小,整体而言,多 孔介质散热率η<sub>r-loss</sub>呈现平缓下降趋势。此时壁面预 热率 $\eta_{w-\text{ore}}$ 及壁面散热率 $\eta_{w-\text{loss}}$ 均变化不大,理论上来 说整体预热作用的减小会导致火焰很快被吹向通道 出口,但注意到表面火焰对应的多孔介质热损失率  $\eta_{\text{p-less}}$ 呈现大幅下降的趋势,导致对火焰的整体散热 作用减小。结合文献[17]中结论可以推测:燃烧器 内部热交换情况对火焰传播速度的影响效果,与预 热及散热的相对大小有关。



Fig. 7 Heat transfer efficiency at different flame positions  $(\bar{u}_{max}=5)$ 

壁面预热率 $\eta_{w-pre}$ 比多孔介质预热率 $\eta_{p-pre}$ 数值小 且变化平缓。是因为填充多孔介质后气体沿y方向 的传热也得到增强,稳定状态下内壁面处沿垂直方 向的温度梯度减小,壁面与通道之间的传热量相对 更小。火焰越靠近上游,壁面向未燃气的预热过程 更多地发生在无多孔介质区域,沿内壁面垂直方向 的温度梯度比多孔介质区域更大,传热量也增大,壁 面预热率 $\eta_{w-pre}$ 也随之增加。另外,火焰越靠近上游 热损失效果越明显,即便总产热量呈现上升趋势,浸 没火焰的多孔介质散热率 $\eta_{p-los}$ 及壁面散热率 $\eta_{w-los}$ 在 靠近多孔介质入口边界时仍呈现上升趋势。

采用多孔介质预热率与散热率之比 R<sub>p</sub>,壁面预 热率与散热率之比 R<sub>w</sub>,总预热与总散热之比 R 三个比 值,分别表征气-固换热、气-壁换热与整体换热对火 焰的作用效果。根据图 8 可以看出, R 与 R<sub>p</sub>都随着 x 的增大单调增加, 且变化趋势类似, 表明此时多孔介 质在整个热量循环中起主导作用。R<sub>w</sub>和 R<sub>p</sub>在多孔介 质上游区间斜率较大, R<sub>p</sub>在多孔介质出口边界快速升 高, 使得 R 在多孔介质中上游位置及多孔介质出口狭 窄区域内增长速度更快。不难发现, R 值沿轴向变化 剧烈的位置与驻定火焰集中分布区域相对应。结合 本文模型与实验结果的一致性可知, 在多孔介质微 燃烧器中, 预热与散热的相对大小沿轴向呈现的分 布规律是形成驻定火焰的根本因素。



Fig. 8 Ratio of preheating to heat loss at different flame positions ( $\bar{u}_{max}=5$ )

图 9 比较了  $R = \bar{u}_{max}$ 和  $\Phi$ 的变化关系。其中,实 心点之间工况对应浸没火焰,与虚心点连线的工况 对应表面火焰。发现在给定当量比下, $\bar{u}_{max}$ 越大,对 应的 R值越大,即维持较大的火焰传播速度时所需预 热效果相对更大。当 $\bar{u}_{max}$ 小于某个界限时,R值过小, 导致火焰可能比高流速工况时更容易被吹向下游, 这也解释了图 2 中 $\bar{u}_{max}$ =2 的火焰驻定位置比 $\bar{u}_{max}$ =4 时 更靠近下游的原因。



Fig. 9 R under different working conditions

当 $\bar{u}_{max}$ 不变时,当量比自 $\Phi_{H}$ 变化到 $\Phi_{L}$ 的过程中, 火焰驻定对应的R值逐渐增大且增长速率越来越大, 不同流速工况驻定火焰对应的R值均呈现该变化趋 势。这意味着当量比越小,维持火焰驻定时对R的需求越强。结合前文中得到的燃烧器传热特性沿轴向的分布特点可知,无论流速多大,火焰在多孔介质下游区域的稳定性均相对较差。

# 4 结 论

本文利用数值计算方法对多孔介质微燃烧器内 的火焰驻定机理展开了定性研究,得到以下结论:

(1)表面火焰与浸没火焰通过不同的热循环过 程维持火焰传播速度恒定,但火焰驻定机理均和预 热与散热的比值R有关。

(2)火焰更易驻定在 R 沿轴向变化剧烈的位置, 即多孔介质中上游区域与多孔介质出口以外的狭窄 区域内。

(3) R 随流速的减小而减小,导致在一定当量比 范围内火焰驻定位置随流速的减小呈现先向上游移 动再向下游移动的变化规律。R 随当量比的减小而 增大,且增长速度逐渐加快,结合多孔介质下游R 值 变化缓慢的特点,可以解释此处火焰难以驻定的 原因。

后续可继续开展适当的参数化研究,进一步明确尺度效应对火焰驻定范围的影响;或继续丰富模型,以本文结果为基础对比分析其它因素对火焰的影响机制。

致 谢:感谢国家自然科学基金的资助。

## 参考文献

- [1] Chia L C, Feng B. The Development of a Micropower (Micro-Thermophotovoltaic) Device[J]. Journal of Power Sources, 2007, 165(1): 455-480.
- [2] Tadao T, Kenji H. An Excess Enthalpy Flame Theory
   [J]. Combustion Science and Technology, 1979, 20(1/2): 73-84.
- [3] Kakutkina N A, Korzhavin A A, Mbarawa M. Filtration Combustion of Hydrogen-Air, Propane-Air, and Methane-Air Mixtures in Inert Porous Media[J]. Combustion Explosion & Shock Waves, 2006, 42(4): 372-383.
- [4] Kennedy L A, Bingue J P, Saveliev A V, et al. Chemical Structures of Methane-Air Filtration Combustion Waves for Fuel-Lean and Fuel-Rich Conditions[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2000, 28 (1): 1431-1438.
- [5] Yang H L, Minaev S, Geynce E, et al. Filtration Combustion of Methane in High-Porosity Micro-Fibrous Media[J]. Combustion Science and Technology, 2009, 181 (4): 654-669.

2022 年

- [6] Fursenko R, Minaev S, Maruta K, et al. Characteristic Regimes of Premixed Gas Combustion in High-Porosity Micro-Fibrous Porous Media [J]. Combustion Theory & Modelling, 2010, 14(4): 571-581.
- [7] 向 赢,刘 毅,范爱武.填充多孔纤维的微细通道内 CH<sub>4</sub>/空气火焰的稳燃机理[J].燃烧科学与技术, 2018,24(5):439-445.
- [8] Wang W, Zuo Z X, Liu J X. Numerical Study of the Premixed Propane/Air Flame Characteristics in a Partially Filled Micro Porous Combustor[J]. Energy, 2019, 167: 902-911.
- [9] Li J, Wang Y T, Chen J X, et al. Experimental Study on Standing Wave Regimes of Premixed H<sub>2</sub>-Air Combustion in Planar Micro-Combustors Partially Filled with Porous Medium[J]. Fuel, 2016, 167: 98-105.
- [10] Kurdyumov V N, Fernadez T E. Lewis Number Effect on the Propagation of Premixed Laminar Flames in Narrow Open Ducts [J]. Combustion and Flame, 2002, 128 (4): 382-394.
- [11] Jackson T L, Buckmaster J, Lu Z B, et al. Flames in Narrow Circular Tubes [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2007, 31(1): 955-962.
- [12] 范爱武, Minaev S, Maruta K, 等. 微小圆管中分裂火

焰的实验与理论研究[J]. 工程热物理学报, 2011, 32 (10): 1781-1784.

- Pallares J, Grau F X. A Modification of a Nusselt Number Correlation for Forced Convection in Porous Media
   [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 37(9): 1187-1190.
- [14] Liu Y, Fan A, Yao H, et al. Numerical Investigation of Filtration Gas Combustion in a Mesoscale Combustor Filled with Inert Fibrous Porous Medium[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 91: 18-26.
- [15] Hoffmann J G, Echigo R, Tada S, et al. Analytical Study on Flame Stabilization in Reciprocating Combustion in Porous Media with High Thermal Conductivity[J]. Symposium on Combustion, 1996, 26(2): 2709-2716.
- [16] 王昌建, Jennifer W, 陆守香, 等. 氢燃烧单步反应模型和输运系数模型的建立[J]. 中国科学, 2012, 42 (8): 926-930.
- [17] 王关晴,程乐鸣,岑可法,等.往复热循环多孔介质 "超焓燃烧"特性[J].化工学报,2009,60(2):435-443.
- [18] Li Q Q, Li J, Shi J R, et al. Effects of Heat Transfer on Flame Stability Limits in a Planar Micro-Combustor Partially Filled with Porous Medium [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2019, 37(4): 5645-5654.

(编辑:朱立影)